

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční řešení kompaktního lineárního
aktuátoru určeného pro speciální aplikace

Design Concept of a Compact Linear Actuator
for Special Applications

Student:

Bc. Vojtěch Heiník

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vojtěch Heiník**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Konstrukční řešení kompaktního aktuátoru určeného pro speciální aplikace
Design Concept of a Compact Linear Actuator for Special Applications

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Ve spolupráci se zadavatelem tématu - firmou Moravský výzkum, s.r.o. - zpracujte technický návrh kompaktního lineárního aktuátoru pro speciální aplikace na základě poskytnutých koncepcí. Parametry aktuátoru: provedení In-line (elektromotor-planetovka-pohybový šroub), síla v tahu/tlaku 4500 N, rychlost výsuvu pístnice 4 ± 2 mm/s, napájení 24 VDC.

- 1) Navrhněte variantně konstrukční řešení a design aktuátoru s parametry podle upřesnění zadavatele.
- 2) Proveďte výpočet pohybového šroubu pro zadané parametry.
- 3) Proveďte potřebné pevnostní analýzy nosných prvků aktuátoru.
- 4) Zpracujete 3D model a výkresovou dokumentaci podle zadání vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

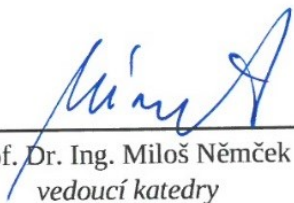
Boháček, F. Části a mechanismy strojů I a II. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. Části strojů - svazek 1. a 2. Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. Pružnost a pevnost ve strojírenství. Praha: SNTL, 1989.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....12.5.2017.....

.....*Vytaš Klímek*.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu o oprávnění užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 12.5.2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Vojtěch Hejník

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lubojaty 50, 742 92 Bílovec

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HEINÍK, V. *Konstrukční řešení kompaktního lineárního aktuátoru určeného pro speciální aplikace: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 45 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Diplomová práce se zabývá návrhem kompaktního lineárního aktuátoru určeného pro speciální aplikace. V úvodu je provedeno porovnání dostupných aktuátorů. Dle vstupních požadavků je navržen kompaktní lineární aktuátor poháněný elektromotorem. Pohybové ústrojí aktuátoru je tvořeno rotujícím šroubem a posuvnou maticí. Pohybový šroub je spojen s elektromotorem pomocí čepové spojky. Pro navržený šroub je provedena statická i dynamická pevnostní kontrola. Pro vybrané součásti aktuátoru je provedena pevnostní kontrola pomocí MKP analýzy. Výpočtová část se dále zabývá výpočtem trvanlivostí ložisek, uložení ložisek do rámu a kontrolou závitových spojení. Výkres navrženého lineárního aktuátoru je součástí přílohy diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HEINÍK, V. *Design Concept of a Compact Linear Actuator for Special Applications: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 45 p. Thesis supervisor: Folta, Z.

The master thesis deals with a design concept of a compact linear actuator for special applications. The introduction provides a comparison of actuators available on the market. Based on the entered requirements, a compact linear actuator driven by an electric motor is designed. The motion mechanism of the actuator is created by a rotating screw and by a linear nut. The motion screw and the electric motor are connected by a pin type coupling. As for the designed screw, a static and a dynamic stress analyses are carried out. For the selected parts, the stress analysis is carried out by using FEM. The calculation part is concerned with rating life of bearings, connection of bearings to a frame and stress analysis of threaded connections. A drawing of the designed compact linear actuator is part of the enclosure of this master thesis.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
1. ÚVOD	12
1.1. Cíle práce	12
2. ROZDĚLENÍ LINEÁRNÍCH AKTUÁTORŮ	13
2.1. Mechanické aktuátory s ručním pohonem	13
2.2. Mechanické aktuátory s elektrickým pohonem	13
2.3. Hydraulické aktuátory	16
2.4. Pneumatické aktuátory	17
2.5. Srovnání jednotlivých typů aktuátorů	18
2.5.1. Výhody a nevýhody jednotlivých typů aktuátorů	18
2.6. Lineární aktuátory v sériovém provedení	19
3. MĚŘENÍ SOUČINITELE TŘENÍ V ZÁVITU ŠROUBU	22
3.1. Nastavení měřicího zařízení	22
3.2. Měření velikosti utahovacího momentu a velikosti osově síly	24
3.3. Postup měření	24
3.4. Vyhodnocení měření	26
4. NÁVRH A KONSTRUKCE LINEÁRNÍHO AKTUÁTORU	27
4.1. Návrh pohybového šroubu	27
4.1.1. Pevnostní kontrola navrženého závitu pohybového šroubu	28
4.2. Návrh pohonu	29
4.3. Kontrola šroubu	30
4.3.1. Pevnostní kontrola šroubu	30
4.3.2. Kontrola šroubu s ohledem na ztrátu statické stability tvaru	35
4.4. Návrh spojky	39
4.4.1. Kontrola čepů na ohyb	39
4.4.2. Kontrola čepů na střih	39
4.5. Bronzová posuvná matice	40
4.6. Kontrola spojovacích závitů na otláčení	40

4.7.	Kontrola pístonice na vzpěr	40
4.8.	Návrh ložisek	40
4.9.	Návrh rozměrového obvodu	40
4.10.	Rám aktuátoru	40
4.11.	Další součásti aktuátoru	40
5.	ZÁVĚR	41
6.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	43
PODĚKOVÁNÍ.....		44
SEZNAM PŘÍLOH		45

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Význam	Jednotka
a	Vzdálenost	[mm]
b	Vzdálenost	[mm]
d	Jmenovitý průměr závitu šroubu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
d_{3min}	Minimální průměr šroubu	[mm]
d_ξ	Průměr čepu	[mm]
d_i	Vnitřní průměr pístnice	[mm]
d_L	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
d_o	Vnější průměr pístnice	[mm]
d_r	Roztečný průměr	[mm]
f_M	Součinitel tření mezi maticí a podložkou	[-]
f_z	Součinitel tření v závitu šroubu	[-]
h_m	Výška matice	[mm]
i	Poloměr setrvačnosti	[-]
i_ξ	Počet čepů	[-]
$i_{př}$	Převodový poměr převodovky	[-]
k_s	Statická bezpečnost	[-]
l_1, l_2	Šířka ložiska	[mm]
n	Koeficient uložení prutu	[-]
n_{JMP}	Jmenovité otáčky elektromotoru	[ot/min]
$n_{JMPř}$	Jmenovité otáčky na výstupu převodovky	[ot/min]
n_{MOT}	Otáčky elektromotoru	[ot/min]
n_{MFp}	Otáčky elektromotoru při provozní síle	[ot/min]
n_n	Otáčky elektromotoru (naprázdno)	[ot/min]
$n_{př}$	Otáčky na výstupu převodovky	[ot/min]
$n_{PřFp}$	Otáčky na výstupu převodovky při provozní síle	[ot/min]
p_1, p_2	Šířka podložky	[mm]
p_{DOV}	Dovolená hodnota tlaku	[MPa]
p_z	Tlak v závitu	[MPa]
s	Počet stupňů převodovky	[-]
s_o	Statická bezpečnost ložiska	[-]

s_{\max}	Maximální stlačení pružiny	[mm]
s_p	Stlačení pružiny	[mm]
t	Volná výška pružiny	[mm]
t_d	Tloušťka drátu pružiny	[mm]
v	Vůle	[mm]
v_{FP}	Rychlost vysouvání (zasouvání) při provozní síle	[mm/s]
v_v	Rychlost vysouvání (zasouvání)	[mm/s]
v_{JM}	Rychlost vysouvání při jmenovitých otáčkách motoru	[mm/s]
w^*	Koeficient sklonu Wöhlerovy křivky	[-]
x	Parametr přímky	[-]
y	Parametr přímky	[-]
z	Počet závitů	[-]
A	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[mm]
A_z	Zesílení signálu zesilovače	[V]
B	Koeficient zahrnující vliv krutů	[-]
B_L	Šířka ložiska	[mm]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
C_o	Statická únosnost ložiska	[N]
C_z	Citlivost zesilovače	[V]
D_1	Průměr závitu matice	[mm]
D_e	Vnější průměr pružiny	[mm]
D_i	Vnitřní průměr pružiny	[mm]
D_L	Vnější průměr ložiska	[mm]
D_p	Průměr podložky	[mm]
D_{TR}	Vnější průměr trubky	[mm]
D_z	Velký průměr závitu	[mm]
E	Modul pružnosti materiálu v tahu/tlaku	[MPa]
F_0	Maximální statická síla	[N]
$F_{\text{čep}}$	Obvodová síla	[N]
F_{KRIT}	Kritická hodnota síly	[N]
F_P	Provozní síla aktuátoru	[N]
F_s	Osová síla při měření součinitele tření	[N]
F_{TZ}	Síla v závitu	[N]
F_z	Síla v závitu (předpětí)	[N]
H_1	Nosná hloubka závitu	[mm]

I	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
K	Parametr přímky	[-]
K _p	Tuhost pružiny	[N/mm]
L	Délka	[mm]
L _{10hod}	Trvanlivost ložiska	[hod]
L _{př}	Délka převodovky	[mm]
L _{RED}	Redukovaná délka prutu	[mm]
L _z	Délka závitu	[mm]
M _{JM}	Jmenovitý točivý moment elektromotoru	[Nm]
M _{JMPř}	Jmenovitý točivý moment na výstupu převodovky	[Nm]
M _{MOT}	Točivý moment elektromotoru	[Nm]
M _{MFP}	Točivý moment elektromotoru při provozní síle	[Nm]
M _š	Celkový krouticí moment šroubu	[Nm]
M _{TZ}	Krouticí moment v závitu šroubu	[Nm]
M _{T0}	Krouticí moment mezi dosedacími plochami matice a podložky	[Nm]
M _u	Utahovací moment	[Nm]
M _Z	Záběrový moment elektromotoru	[Nm]
M _{ZMax}	Maximální záběrový moment elektromootru	[Nm]
M _{ZPř}	Záběrový moment na výstupu převodovky	[Nm]
N _ž	Odhadnutý počet zatěžovacích cyklů	[-]
N _c	Počet cyklů pro mez únavy materiálu	[-]
N _k	Počet cyklů pro mez kluzu materiálu	[-]
N _I	Počet cyklů v I. kritickém místě	[-]
P	Rozteč závitu	[mm]
P _h	Stoupání závitu	[mm]
P _{JM}	Jmenovitý výkon elektromotoru	[W]
Q	Parametr přímky	[-]
R _e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R _m	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
S	Plocha	[mm ²]
T	Toleranční pole	[mm]
U	Jmenovité elektrické napětí	[V]
W _k	Průřezový modul v krutu	[mm ³]
Z	Zdvih	[mm]

α	Vrcholový úhel profilu závitu	[°]
α_t	Součinitel vrubu při zatěžování tahem/tlakem	[-]
α_σ	Součinitel vrubu při zatěžování ohybem	[-]
α_τ	Součinitel vrubu při zatěžování krutem	[-]
β	Vrubový součinitel	[-]
ε_v	Součinitel velikosti součásti	[-]
η_p	Součinitel kvality povrchu součásti	[-]
$\eta_{Př}$	Účinnost převodovky	[-]
η_s	Účinnost šroubu	[-]
λ	Štíhlost prutu	[-]
λ_{mez}	Mezní štíhlost prutu	[-]
ρ	Zaoblení v místě vrubu	[mm]
σ	Normální napětí	[MPa]
σ_{o_s}	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{tah/tlak}$	Napětí při zatěžování tahem/tlakem	[MPa]
τ, τ_K	Smykové napětí	[MPa]
τ_{CK}	Mez únavy pro zkušební vzorek	[MPa]
τ_{CK}^*	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
τ_{K_z}	Napětí při odhadnutém počtu cyklů	[MPa]
$\tau_{Sčep}$	Napětí ve střihu na čepu spojky	[MPa]
φ'	Redukovaný třecí úhel závitu	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]

1. ÚVOD

Aktuátory jsou strojní zařízení, která pomocí svého převodového mechanismu mění vstupní druh pohybu na výstupní rovinný přímočarý pohyb. Využívají se v mnoha aplikacích, kde je vyžadováno lineární přestavení posouvaného břemene z jedné polohy do druhé. Díky těmto pohonům je možné zvedat, nastavovat, naklápět, tlačit a tahat těžká, objemná či obtížně přístupná břemena. Aktuátory poskytují bezpečnou, tichou a čistou možnost posouvání či polohování s přesnou kontrolou pohybu. Jsou efektivní a mají dlouhou životnost s prakticky nulovými nároky na údržbu. Lineární aktuátory se mimo jiné vyznačují širokou variabilitou příslušenství, díky kterému lze použití aktuátorů přizpůsobit konkrétní specifikaci zákazníka. Z pohledu uživatele jsou tedy jednoduchým a kompaktním řešením s širokým uplatněním v lineární technice a obecně náročném průmyslovém prostředí.

1.1. Cíle práce

Na základě zadání a konzultace se zadavatelem jsem si stanovil následující cíle práce:

- zpracovat přehled komerčně dostupných aktuátorů,
- navrhnout lineární aktuátor pro zadané zatížení,
- navrhnout a provést kontrolu pohybového šroubu,
- navrhnout pohon aktuátoru,
- zkontrolovat další funkčních částí navrženého aktuátoru.

2. ROZDĚLENÍ LINEÁRNÍCH AKTUÁTORŮ

Lineární aktuátory lze rozdělit dle druhu vstupní energie na:

- mechanické s ručním pohonem,
- mechanické s elektrickým pohonem,
- hydraulické,
- pneumatické.

2.1. Mechanické aktuátory s ručním pohonem

Čistě mechanické aktuátory jsou obvykle ovládány obsluhou ručně, nemají žádný trvalý zdroj energie. Jedná se nejčastěji o jednoduchá strojní zařízení, kde není kladen důraz na rychlost vysouvání výstupního členu, popřípadě na přesnou polohovatelnost zařízení. V těchto mechanických aktuátorech dochází ke změně pohybu z rotačního na posuvný.



Obr. 2.1 – Příklad mechanického aktuátoru [14]

2.2. Mechanické aktuátory s elektrickým pohonem

Elektrickými aktuátory se rozumí zařízení, které je poháněno elektrickou energií. V samotném zařízení dochází ke změně vstupující elektrické energie na výstupní mechanickou energii. U těchto zařízení dochází k transformaci pohybu a to z rotačního pohybu elektromotoru na přímočarý pohyb výstupního členu. K transformaci pohybu se používají různé principy, nejčastěji se však využívají principy založené na vlastnostech pohybového šroubu. Protože se jedná o kompaktní zařízení, které není třeba během provozu přimazávat, jsou elektrické aktuátory považovány za nejčistší lineární zařízení. Další výhodou je jejich jednoduchá konstrukce, protože nepotřebují externí zdroj tlaku vzduchu či oleje. Elektrické aktuátory se skládají z elektromotoru, ke kterému je vhodně připojen pohybový šroub. Vzhledem k obvyklým požadavkům na rychlost pohybu výstupního členu se mezi

elektromotor a pohybový šroub zařazuje převodovka. Taktéž se rychlost pohybu odvíjí od velikosti stoupání závitu na pohybovém šroubu. Volba stoupání ovšem souvisí s obvyklým požadavkem na samosvornost šroubu. Dále se v těchto zařízeních nachází matice, která je umístěna na pohybovém šroubu, tímto spojením šroubu a matice se docílí převodu rotačního pohybu elektromotoru na lineární posuv výstupního členu. Většinou je pohybový šroub přímo spojený s elektromotorem a koná rotační pohyb, kdežto matice je neotočná, konající pouze posuvný pohyb. Elektromotor, převodovka, šroub a matice jsou umístěny v rámu. Jedná se obvykle o rám válcovitého tvaru, jehož rozměry závisí na zástavbovém prostoru a na vnitřním uspořádání lineárního zařízení. Vhodnou volbou pohonného ústrojí a tělesa aktuátoru lze dosáhnout požadované výsuvné síly a požadované rychlosti.

Vhodným doplněním aktuátorů o měřicí zařízení a snímače lze získat i další využitelné funkce a vlastnosti:

- proměnný průběh rychlosti a síly
- detekce dosažené síly, omezení síly
- polohovatelnost s vysokou přesností
- zjednodušenou obsluhu připojeného zařízení.

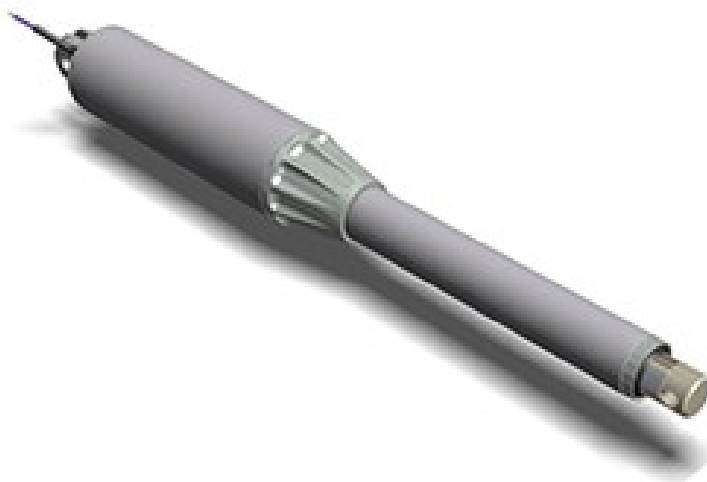
Elektrický lineární aktuátor se uplatňuje v různých zařízeních jako rovnocenná náhrada hydraulických a pneumatických válců. Používá se při realizaci lisařských operací, v ohýbačkách, v razičkách, v trhačkách, v protlačovacích strojích, v balicích strojích, v manipulačních zařízeních, atd.

Jednotlivé typy elektrických lineárních aktuátorů se mohou lišit uspořádáním elektromotoru s převodovkou a rámu přístroje. Všechny součásti mohou být v sériovém provedení při použití planetové převodovky (obr. 2.2). Další možností je uspořádání s využitím paralelně umístěné převodovky (obr. 2.3) popř. šnekové převodovky (obr. 2.4).

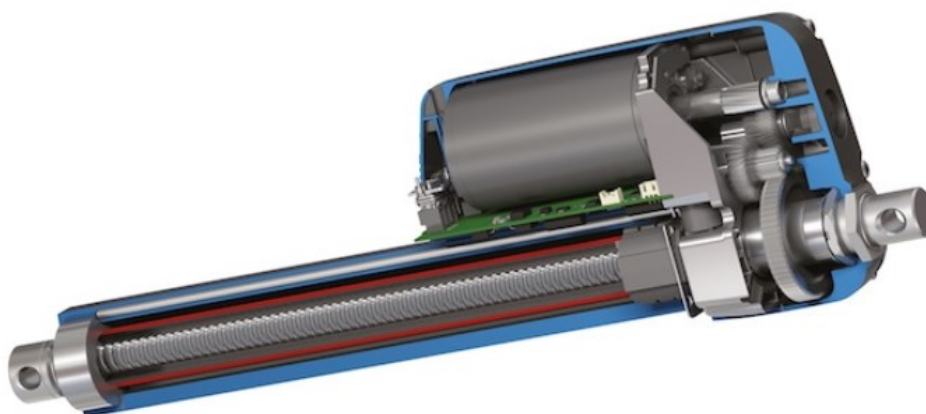
Hlavní přednosti elektrických lineárních aktuátorů:

- žádné úniky oleje a vzduchu v netěsnostech,
- nižší hlučnost oproti pneumatickým aktuátorům,
- možnost regulace pohybu,
- vysoká tuhost i při vysokých zátěžích a rychlostech,
- vyšší účinnost ve srovnání s pneumatickými aktuátory,
- nižší provozní náklady a nároky na údržbu,

- nepotřebnost externího zdroje tlaku vzduchu či oleje,
- jednoduchá konstrukce.



Obr. 2.2 – Sériové uspořádání aktuátoru [12]



Obr. 2.3 – Aktuátor s paralelně umístěnou převodovkou [15]



Obr. 2.4 - Aktuátor se šnekovou převodovkou [10]

2.3. Hydraulické aktuátory

Obvyklejší pojmenování hydraulického aktuátoru je hydraulický válec. Jak již název naznačuje, vstupující energie je hydraulická.

Tyto aktuátory se skládají z dutého válce, na jehož každém konci jsou umístěny otvory pro přívod či odvod kapaliny. Podle množství přiváděné kapaliny lze řídit rychlost vysouvání či zasouvání pístu.

Výhodou těchto aktuátorů je vyvození vysoké síly. Nevýhodami jsou větší rozměry zařízení vlivem vnějšího zdroje hydraulické energie, nutnost vedení kapaliny a nežádoucí únik či prosakování kapaliny.



Obr. 2.5 – Hydraulický válec [9]

2.4. Pneumatické aktuátory

Pneumatické aktuátory (taktéž pneumatické písty) jsou velice podobné hydraulickým, avšak místo kapaliny využívají pneumatické aktuátory plyn, nejčastěji pak plyn ve stlačené formě.

Pneumatické řízení je spolehlivé a bezpečné v nepříznivých podmínkách a je odolné proti působení vysokých a nízkých teplot, prachu, mechanickým vibracím, vlhkosti a elektrickému rušení. Dalšími výhodami jsou jejich rychlost, ekonomická nenáročnost a ekologická nezávadnost. Nevýhody jsou, že pneumatické písty pracují se stlačitelným plynem, což má za následek nepřesnost chodu, dále hlučnost a zpoždění oproti příkazu činnosti. Pneumatické aktuátory mají nižší účinnost než aktuátory hydraulické či elektrické.



Obr. 2.6 – Pneumatický píst [8]

2.5. Srovnání jednotlivých typů aktuátorů

Výběr vhodného aktuátoru mohou ovlivnit klíčové provozní parametry:

- přesnost a opakovatelnost použití,
- místo použití,
- náklady na pořízení.

2.5.1. Výhody a nevýhody jednotlivých typů aktuátorů

Přehled výhod a nevýhod jednotlivých typů aktuátorů je uveden v tabulce 2.1.

Tab. 2.1 – Výhody a nevýhody jednotlivých typů aktuátorů

	Výhody	Nevýhody
Mechanické aktuátory s ručním pohonem	<ul style="list-style-type: none">- Levné- Opakovatelnost použití- Bez vnějšího zdroje energie- Identické chování při pohybu směrem dolů i nahoru	<ul style="list-style-type: none">- Nejsou automatické- Pouze manuálně ovladatelné
Mechanické aktuátory s elektrickým pohonem	<ul style="list-style-type: none">- Levné- Opakovatelnost použití- Automaticnost provozu- Identické chování při pohybu směrem dolů i nahoru- Možné sledování polohy	<ul style="list-style-type: none">- Použití více součástí, které mohou být náchylné k opotřebení
Hydraulické aktuátory	<ul style="list-style-type: none">- Pro velmi vysoké síly (zatížení)- Relativně vysoký poměr výkon/velikost	<ul style="list-style-type: none">- Možný únik pracovní kapaliny- Použití externího hydrogenerátoru- Vyžaduje zpětnou vazbu polohy
Pneumatické aktuátory	<ul style="list-style-type: none">- Pro vysoké síly- Rychlost- Jednoduchost konstrukce- Nízká hmotnost	<ul style="list-style-type: none">- Přesné ovládání polohy není při provozu možné, jen při zastavení chodu

2.6. Lineární aktuátory v sériovém provedení

Tématem této diplomové práce je lineární aktuátor v sériovém provedení. Proto jsem provedl rešerši vyskytujících se lineárních aktuatorů v sériovém provedení, které jsou dostupné na trhu.

Lineární aktuátor Linak

Tento lineární aktuátor je výrobek společnosti LINAK s.r.o. Zdrojem energie tohoto typu aktuátoru je buď stejnosměrný elektromotor s napětím 12 V nebo DC elektromotor s napětím 24 V. Maximální zdvih je 200 mm, maximální rychlost výsuvu může být až 37 mm/s a aktuátor je schopen přenášet axiální zatížení 400 N (300 N pro 12 V DC elektromotor).



Obr. 2.7 – Lineární aktuátor LA22 [11]

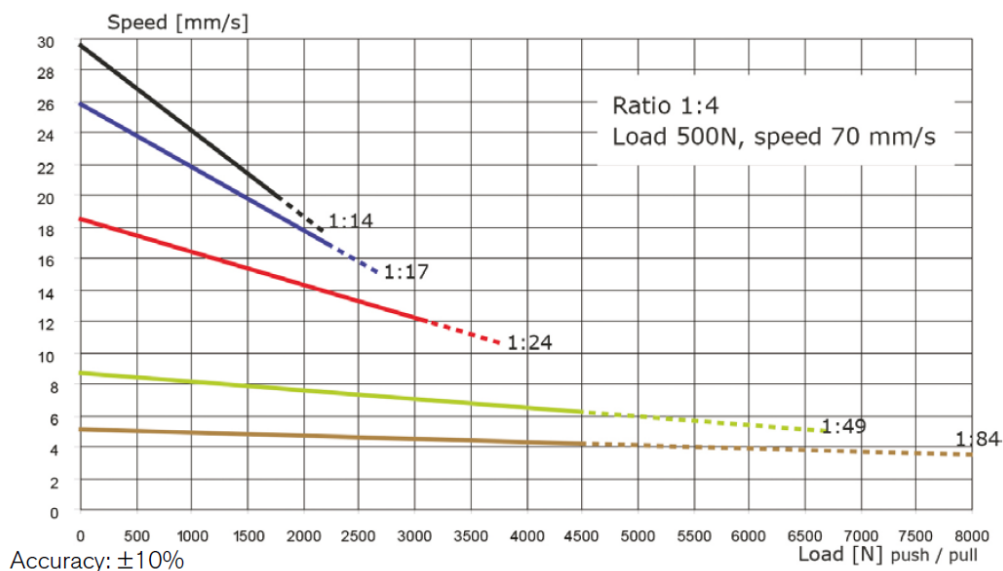
Lineární aktuátor Concens

Společnost Concens a.s. nabízí tři typy lineárních aktuátorů, které se liší rychlostí výsuvu, maximální zátěžnou silou a zdvihem. Porovnání jednotlivých typů aktuátorů Concens je uvedeno v tabulce 2.2.

Tab. 2.2 – Parametry aktuátorů Concens [7]

Typ	Napětí	Maximální zdvih	Maximální zátěžná síla	Max. rychlost výsuvu
-	U [V]	Z [mm]	F [N]	v_v [mm/s]
Con 35	12/24	750	2 200	33
Con 50	12/24	750	4 500	70
Con 60	24	750	10 000	31

Průběh rychlosti v závislosti na velikosti zátěžné síly pro typ Con 50 lze vidět v grafu na obrázku 2.8. V tomto grafu jsou uvedeny závislosti pro různé převodové stupně, neboli různé převodovky, a z těchto závislostí lze rovněž odečíst maximální síly pro jednotlivé převodovky. Je zřejmé, že s rostoucí zátěžnou silou rychlost výsuvu klesá.



Obr. 2.8 – Graf závislosti rychlosti na zátěžné síle aktuátoru [7]



Obr. 2.9 – Lineární aktuátor Con 50 [7]

Lineární aktuátor Raveo

Společnost Raveo s.r.o. nabízí dva typy sériových lineárních aktuátorů. Jedná se o typy L02 a L03. Parametry těchto aktuátorů jsou v tabulce 2.3. Aktuátor L02 lze vidět na obrázku 2.10.

Tab. 2.3 – Parametry aktuátorů Raveo [13]

Typ	Napětí	Maximální zdvih	Maximální zátěžná síla	Max. rychlost výsuvu
-	U [V]	Z [mm]	F [N]	v_v [mm/s]
L02	12/24	800	2 000	100
L03	12/24	700	5 000	30



Obr. 2.10 – Lineární aktuátor L02 [13]

3. MĚŘENÍ SOUČiniteLE TŘENÍ V ZÁVITU ŠROUBU

Cílem tohoto měření bylo zjistit hodnotu součinitele tření v závitu lichoběžníkového šroubu. Měření bylo provedeno na existujícím pohybovém šroubu, jehož závit byl Tr 14x3. Tento závit Tr 14x3 je lichoběžníkový, rovnoramenný a jednochodý. Šroub byl vyroben z ocele a matice byla z bronzu. K tomuto měření bylo zapotřebí:

- šroub s maticí,
- svěrák,
- snímač utahovacího momentu,
- utahovací klíč,
- počítač s měřicí kartou pro záznam dat a vyhodnocení výsledků,
- přípravek se snímačem osově síly.

3.1. Nastavení měřicího zařízení

Na úvod měření bylo nutné zjistit převodní konstantu mezi výstupním napětím a osovou silou ve šroubu pro přípravek s tenzometrem. Toto měření probíhalo na ověřených měřicích přístrojích VŠB-TUO. Přípravek byl vhodně ustaven, tenzometrický zesilovač byl vynulován a následně došlo k zatížení přípravku. Zesilovač byl nastaven na citlivost $C_z = 0,5 \text{ mV}$ a zesílení $A_z = 1 \text{ V}$. Pro co nejlepší eliminaci systematických chyb byl měřicí řetězec sestaven stejně, jako při následném měření.



Obr. 3.1 – Nastavování tenzometrů

Takto umístěné součásti byly zatíženy silou 2 kN a 4 kN a to vícekrát pro následné vyhodnocení nepřesností měření.

Tab. 3.1 – Velikost napětí na měřicím přístroji při zatížení osovou silou

	1. zatížení	2. zatížení	3. zatížení
Síla 2kN	1,733 V	1,775 V	1,732 V
Síla 4kN	3,47 V	3,58 V	3,45 V

Pro zjištění směrodatné odchylky měření bylo zapotřebí stanovit poměr síly k napětí.

Tab. 3.2 – Poměr osové síly k napětí

	1. zatížení	2. zatížení	3. zatížení
Poměr	1,154	1,127	1,155
F [kN] / U [V]	1,154	1,117	1,159

Směrodatná odchylka hodnot z tabulky 3.2 je 1,41%. Měření tedy probíhalo s nejistotou měření 1,41%.

3.2. Měření velikosti utahovacího momentu a velikosti osově síly

Při měření součinitele tření byl šroub upnut do svěráku. Hodnota utahovacího momentu byla nastavována pomocí digitálního měřiče. Měřicí přípravek byl propojen s počítačem, na kterém byl spuštěn program LabView. Výsledkem měření byly grafy, které znázorňovaly, jaká osová síla vznikne ve šroubu při určitém utahovacím momentu.



Obr. 3.2 – Ukázka měření

3.3. Postup měření

Bylo provedeno celkem deset měření ve třech různých místech šroubu (pro eliminaci možné lokální změny součinitele tření).

Postup měření:

- 1) Pomocí momentového klíče se zabudovaným digitálním indikátorem točivého momentu jsem postupně utahoval matici na hodnoty utahovacích momentů 2,5 Nm, 5 Nm, 6 Nm, 7 Nm a 20 Nm.

- 2) Hodnoty osových sil jsem odečítal pomocí programu připraveného v prostředí LabView.
- 3) Výpočtem byly stanoveny hodnoty součinitelů tření pro odpovídající hodnoty utahovacího momentu a osově síly.

Odvození vzorce pro výpočet součinitele tření jsem provedl následovně:

Velikost síly v závitu:

$$F_{TZ} = F_{\xi} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \quad (1)$$

Utahovací moment:

$$M_{\xi} = M_{TZ} + M_{T0} = F_{TZ} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{\xi} \cdot f_M \cdot \frac{D_z + D_p}{4} \quad (2)$$

, kde f_M se volí 0,2 [3].

Z rovnic (1) a (2) je možné vyjádřit redukovaný úhel tření jako:

$$\varphi' = \arctg \frac{2 \cdot (M_{\xi} - F_{\xi} \cdot f_M \cdot \frac{D_z + D_p}{4})}{F_0 \cdot d_2} - \psi \quad (3)$$

Redukovaný třecí úhel závitu:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4)$$

Pro součinitel tření platí:

$$f_z = \tan \varphi' \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (5)$$

Tab. 3.3 – Průměrné hodnoty součinitele tření pro jednotlivé hodnoty utahovacího momentu

Utahovací moment	Osová síla	Součinitel tření
M_{ξ} [Nm]	F_{ξ} [N]	f_z [-]
2,5	1 698,2	0,141
5	3 557,8	0,144
6	4 205,1	0,147
7	4 654,5	0,158
20	11 937,8	0,183

Z tabulky 3.3 je zřejmé, že při zatížení větším utahovacím momentem (a tedy větší osovou silou), součinitel tření v závitu roste. Šroub bude během svého provozu zatěžován dynamickými silami o maximální velikosti 4 500 N. Pro stanovení

průměrného výpočtového součinitele tření jsem tedy nepoužil hodnoty součinitelů tření naměřených pro utahovací moment 20 Nm.

3.4. Vyhodnocení měření

Na základě tohoto měření byla zjištěna velikost součinitele tření v lichoběžníkovém závitu Tr 14x3 pohybového šroubu.

Z celkového počtu naměřených hodnot bylo zjištěno, že průměrná hodnota součinitele tření při různých zatíženích je $f_z = 0,155$. Šroub bude během svého provozu zatížen dynamickou silou o maximální hodnotě 4500 N, proto bylo rozhodnuto, že pro vyhodnocení součinitele tření se nebudou uvažovat hodnoty součinitelů tření naměřené při utahovacím momentu 20 Nm. Tím průměrná hodnota součinitele tření poklesne na hodnotu $f_z = 0,148$, se kterou se bude pracovat v dalších výpočtech.

4. NÁVRH A KONSTRUKCE LINEÁRNÍHO AKTUÁTORU

Úkolem této diplomové práce je navržení kompaktního lineárního aktuátoru pro speciální aplikace. Kompaktní řešení znamená, že motor, převodovka a pohybový mechanismus budou umístěny sériově, tedy za sebou v jedné ose. Pohon bude zajišťovat vhodně zvolený elektromotor. V hnacím mechanismu bude použita převodovka, která bude realizovat správný přenos točivého momentu z motoru na pohybový mechanismus. Pohybový mechanismus se bude skládat z otáčejícího se ocelového šroubu a z bronzové posuvné matice.

Součástí této diplomové práce je samostatná technická zpráva náležící firmě Robotssystem, s.r.o. Technická zpráva je duševním vlastnictvím firmy. Značná část této kapitoly obsahuje citlivé informace ohledně návrhu aktuátoru, proto jsou důležitá data uvedena pouze v technické zprávě.

Detailnější popis aktuátoru je v [2].

4.1. Návrh pohybového šroubu [3]

Návrh pohybového šroubu byl stanoven na základě několika kritérií, která jsou uvedena níže v této kapitole.

Šroub bude zatěžován při provozu provozní silou, která může být rovna až $F_P = 4500 \text{ N}$. Kromě provozní síly bude šroub zatěžován krouticím momentem elektromotoru.

Při zastavení pohybu aktuátoru musí být šroub schopen snést zatížení statickou tahovou/tlakovou silou, jejíž hodnota je $F_0 = 20\,000 \text{ N}$.

Pro návrh a výpočet šroubu byla použita ocel 14 220, která má mez pevnosti $R_m = 785 \text{ MPa}$ [4] a mez kluzu $R_e = 590 \text{ MPa}$ [4]. Minimální průměr šroubu byl stanoven dle vztahu (6).

Minimální průměr šroubu:

$$d_{3min} = \sqrt{\frac{4 \cdot B \cdot k_s \cdot F_0}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 3 \cdot 20\,000}{\pi \cdot 590 \cdot 10^6}} = 0,01297 \text{ m} = 12,97 \text{ mm} \quad (6)$$

, kde hodnoty B , k_s se volí dle [3].

S ohledem na zástavbové prostory aktuátoru a zatížení šroubu byl zvolen lichoběžníkový závit typu Tr 18x4. Jedná se o rovnoramenný, jednochodý závit. Jelikož se jedná o závit jednochodý, rozteč závitu P a stoupání závitu P_h jsou shodné. Lichoběžníkový závit je obecně

závit, který se používá v konstrukci pohybových šroubů, protože má lepší vlastnosti pro pohybové aplikace než například závit metrický.

Tab. 4.1 - Charakteristika závitu Tr 18x4

Jmenovitý průměr závitu	Rozteč závitu	Střední průměr závitu šroubu	Malý průměr závitu šroubu	Malý průměr matice	Vrcholový úhel
d [mm]	P [mm]	d ₂ [mm]	d ₃ [mm]	D ₁ [mm]	α [°]
18	4	16	13,5	14	30

4.1.1. Pevnostní kontrola navrženého závitu pohybového šroubu

Navržený závit šroubu byl zkontrolován, zdali vydrží maximální zatížení. Maximální zatížení tohoto šroubu je zatížení osovou statickou silou $F_0 = 20 \text{ kN}$.

Statická kontrola závitu:

Normální napětí při namáhání v tlaku/tahu:

$$\sigma = \frac{F_0}{S} = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{20\,000}{\frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 139,72 \text{ MPa} \quad (7)$$

Smykové napětí při namáhání krutem:

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{20\,000 \cdot \operatorname{tg}(4,55^\circ + 8,712^\circ) \cdot \frac{16}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,5^3}{16}} = 78,06 \text{ MPa} \quad (8)$$

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{4}{\pi \cdot 16} = 4,55^\circ \quad (9)$$

Redukovaný třecí úhel závitu:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,148}{\cos \frac{30}{2}} = 8,712^\circ \quad (10)$$

Jelikož platí, že redukovaný třecí úhel závitu je větší než úhel stoupání závitu ($\varphi' > \psi$), závit je samosvorný. Při zastavení pohybu je tedy zaručeno, že šroub bude setrvávat v dané poloze a není potřeba použití brzdy, která by zajistila polohu vypnutého aktuátoru.

Redukované napětí v závitu šroubu dle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{139,72^2 + 4 \cdot 78,06^2} = 209,51 \text{ MPa} \quad (11)$$

Statická bezpečnost při maximálním zatížení:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{590}{209,51} = 2,82 \quad (12)$$

Závit by nebyl samosvorný v případě, že redukovaný třecí úhel by byl roven nebo byl menší než úhel stoupání. Proto byla stanovena hodnota součinitele tření, při které by nesamosvornost mohla nastat.

Mezní hodnota součinitele tření ($\varphi' = \psi$):

$$f_z = \operatorname{tg} \psi \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \operatorname{tg} 4,55^\circ \cdot \cos \frac{30}{2} = 0,0769 \quad (13)$$

- Kdyby hodnota součinitele tření poklesla pod hodnotu 0,0769, bylo by nutné použít brzdu. Tato hodnota je však natolik nízká, že reálně tato situace nikdy nenastane.

4.2. Návrh pohonu

Pro řešení bylo předepsáno použití stejnosměrného elektromotoru na 24 V. Navržený elektromotor musí být schopen přenést točivý moment, který bude větší než krouticí moment v závitě, který vznikne vlivem osově provozní síly. Při chodu aktuátoru bude na závit působit provozní síla, jejíž maximální hodnota je $F_P = 4\,500\text{ N}$. Z velikosti této síly byla vypočítána velikost krouticího momentu v závitě mezi šroubem a maticí při jejich vzájemném pohybu.

Moment v závitě pohybového šroubu:

$$M_{TZ} = F_P \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 4\,500 \cdot \operatorname{tg}(4,55^\circ + 8,712^\circ) \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}}{2} = 8,485\text{ Nm} \quad (14)$$

Bylo potřeba najít vhodnou kombinaci elektromotoru s převodovkou tak, aby maximální točivý moment elektromotoru byl vyšší než moment v závitě pohybového šroubu. Vzhledem k tomu, že jsem hledal rozměrově co nejmenší řešení, nabízí se jako optimum použití planetové převodovky.

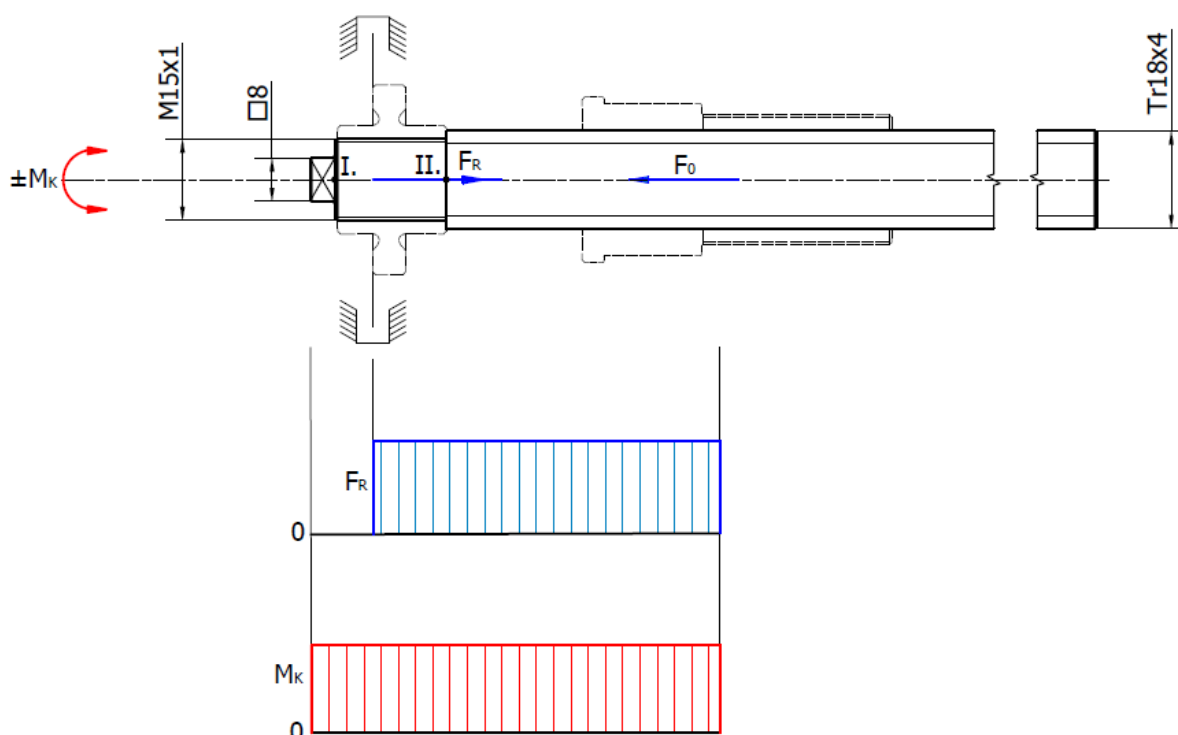
Informace o zvoleném elektromotoru, jeho parametry a charakteristika včetně průběhu rychlosti vysouvání a zasouvání aktuátoru jsou součástí technické zprávy [2]. V kapitole návrhu pohonu v technické zprávě lze rovněž vidět parametry zvolené převodovky.

4.3. Kontrola šroubu

V této kapitole byla provedena kontrola celého pohybového šroubu z hlediska jeho pevnosti při namáhání tlakem/tahem a krutem a taktéž byla provedena kontrola s ohledem na ztrátu statické stability tvaru.

4.3.1. Pevnostní kontrola šroubu

S ohledem na uložení šroubu do ložisek v rámu stroje a spojení šroubu s elektromotorem musel být navržený šroub vhodně tvarován. Z důvodu proměnného tvaru šroubu po jeho délce bylo nutné provést jeho pevnostní kontrolu a to především v jeho kritických místech, což jsou právě jednotlivé tvarové či rozměrové přechody. Z obrázku 4.1 je patrné, že tato kritická místa jsou dvě. Kritické místo I. je namáháno pouze krutem, kdežto kritické místo II. je namáháno kombinovaným zatížením krutem a tlakem/tahem. Největší krouticí moment, který během provozu může nastat, je krouticí moment M_{ZPF} [2], což je maximální moment na výstupu převodovky. Maximální tlaková/tahová provozní síla je $F_P = 4\,500\text{ N}$.



Obr. 4.1 – Kritická místa pohybového šroubu, průběh posouvající síly a momentu

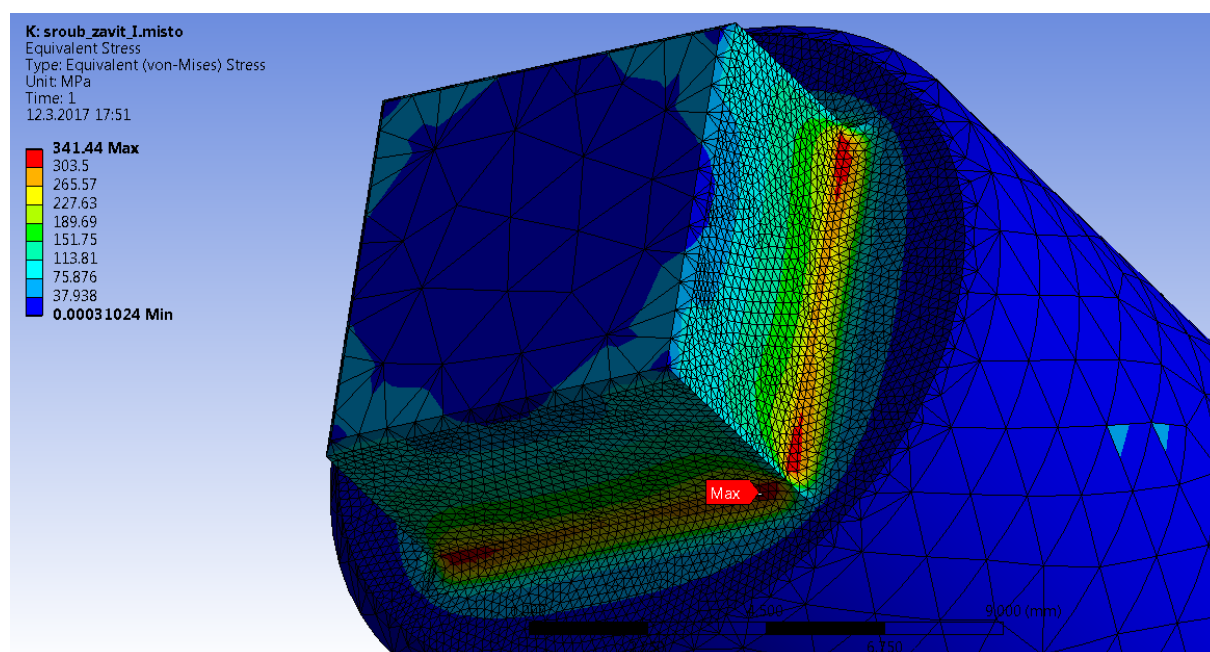
Statická kontrola místa I:

Jak již bylo řečeno, místo I je namáháno krutem. Jedná se o místo, kde šroub přechází ze čtvercového průřezu do kruhového. Čtvercový průřez byl použit z důvodu přenosu krouticího momentu ze spojky na šroub bez použití dalších spojovacích součástí. Jelikož analytický způsob výpočtu napětí v tomto místě by byl nepřesný, byla pro výpočet napětí využita MKP analýza. Maximální krouticí moment v místě I. je roven 14,39 Nm.

Z obrázku 4.2 je patrné, že napětí v tomto kritickém místě I. je 341,44 MPa. Jedná se o hodnotu redukovaného napětí, proto pro výpočet statické bezpečnosti lze tuto hodnotu napětí přímo porovnat s mezí kluzu materiálu šroubu.

Součinitel statické bezpečnosti v místě I:

$$k_{sI} = \frac{R_e}{\sigma_I} = \frac{590}{341,44} = 1,73 \quad (15)$$



Obr. 4.2 – Napětí v kritickém místě I

Statická kontrola místa II:

Místo II je namáháno současně krutem i tlakem/tahem. Může nastat případ, že šroub bude namáhán největším točivým momentem elektromotoru a maximální tahovou (tlakovou) provozní silou. Při statické kontrole tohoto místa se braly v potaz obě složky napětí.

Tahové/tlakové napětí v místě II:

$$\sigma_{tah/tlak} = \frac{F_P}{S} \cdot \alpha_{tII} = \frac{F_P}{\frac{\pi \cdot d_{M15}^2}{4}} \cdot \alpha_{tII} = \frac{4\,500}{\frac{\pi \cdot 15^2}{4}} \cdot 2,8 = 71,3 \text{ MPa} \quad (16)$$

, kde α_t se volí dle druhu zatížení a velikosti zaoblení v daném místě [1].

Napětí v krutu v místě II:

$$\tau_{KII} = \frac{M_{ZPř}}{W_{kII}} \cdot \alpha_{\tau II} = \frac{M_{ZPř}}{\frac{\pi \cdot d_{M15}^3}{16}} \cdot \alpha_{\tau II} = \frac{14,39}{\frac{\pi \cdot 15^3}{16}} \cdot 1,95 = 42,34 \text{ MPa} \quad (17)$$

, kde α_{τ} se volí dle druhu zatížení a velikosti zaoblení [1].

Redukované napětí podle Guesta:

$$\sigma_{REDII} = \sqrt{\sigma_{tah/tlak}^2 + 4 \cdot \tau_{KII}^2} = \sqrt{71,3^2 + 4 \cdot 42,34^2} = 110,7 \text{ MPa} \quad (18)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_{sII} = \frac{R_e}{\sigma_{REDII}} = \frac{590}{110,7} = 5,33 \quad (19)$$

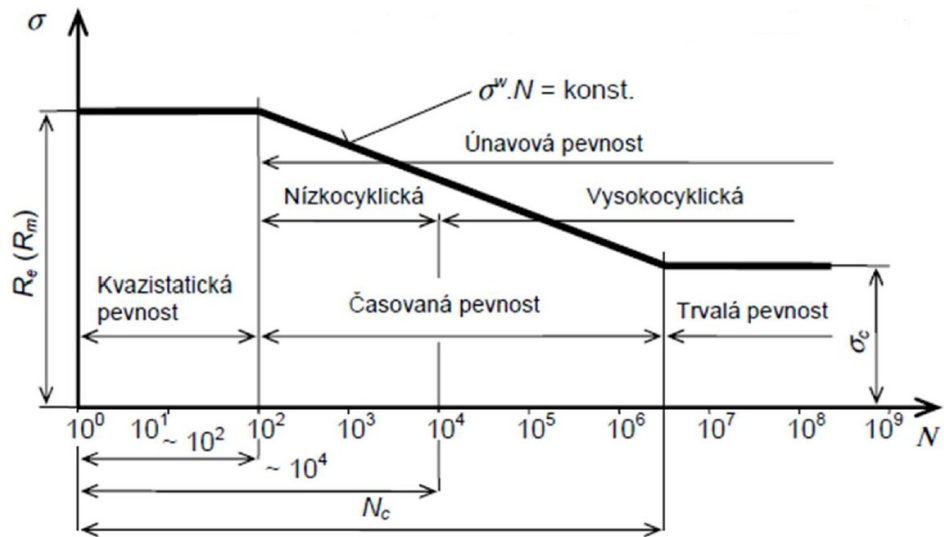
Únavová kontrola v kritickém místě I:

Kritické místo I. je místo s menší statickou bezpečností. Proto byla pro toto místo provedena i únavová kontrola.

Pro únavovou kontrolu bylo nutné provést odhad počtu cyklů namáhání. Jelikož nejsou k dispozici přesné hodnoty zatěžovacích cyklů, předpokládám, po konzultacích se zadavatelem, že aktuátor se bude používat 5x denně. Při požadované životnosti aktuátoru 10 let je počet cyklů:

$$N_z = 5 \cdot 365 \cdot 10 = 18\,250 \text{ cyklů} \quad (20)$$

Při vysouvání a zasouvání aktuátoru se jedná o souměrně střídavé zatěžování. Z Wöhlerovy křivky na obrázku 4.3 lze odečíst, že při počtu cyklů N_z se jedná o zatěžování v oblasti časované pevnosti, ve které má Wöhlerova křivka sklon daný exponentem w .



Obr. 4.3 – Wöhlerova křivka [5]

Jelikož nejsou k dispozici výpočtové součinitelé pro přechod z čtvercového průřezu do kruhového, pro výpočet byl čtvercový průřez nahrazen kruhovým. Tato náhrada průřezu se provedla tak, že hodnota průměru kruhu se rovnala délce straně čtverce, tedy kruh byl vepsán do čtverce. Následná dynamická kontrola byla provedena pro tento imaginární průměr $d_{im} = 8 \text{ mm}$. V kritickém místě I. je hodnota zaoblení $R_{0,5}$.

Mez únavy v krutu oceli pro hladký vzorek:

$$\tau_{CK} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 785 = 274,75 \text{ MPa} \quad (21)$$

Vrubový součinitel podle Neubergera [1]:

$$\beta_I = 1 + \frac{\alpha_{\tau_I} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_I}}} = 1 + \frac{1,95 - 1}{1 + \frac{0,26}{\sqrt{0,5}}} = 1,69 \quad (22)$$

Mez únavy skutečné součásti:

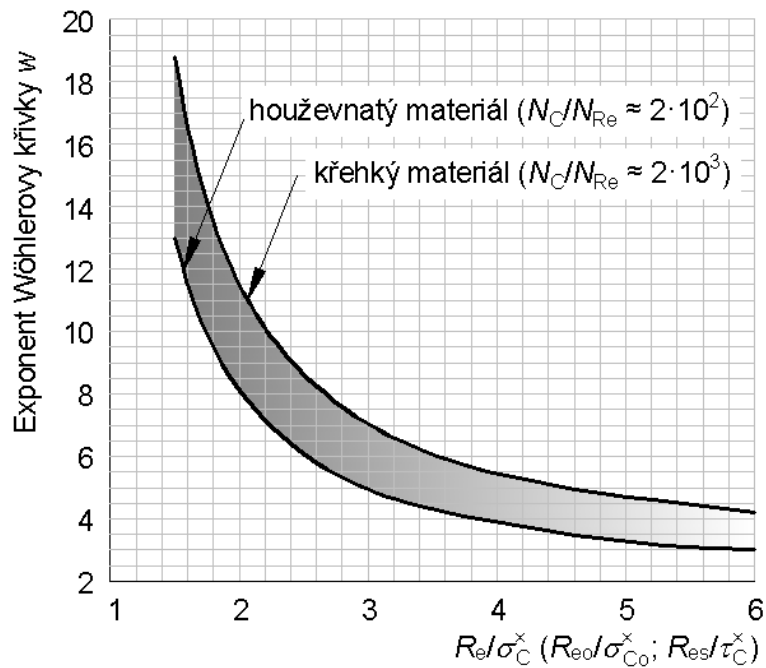
$$\tau_{CK}^* = \tau_{CK} \cdot \frac{\epsilon_{vI} \cdot \eta_{pI}}{\beta_I} = 274,75 \cdot \frac{0,97 \cdot 0,75}{1,69} = 118,27 \text{ MPa} \quad (23)$$

Součinitelé \sqrt{A} , ϵ_v , η_p jsou materiálovými součiniteli [1].

Určení koeficientu Wöhlerovy křivky v oblasti časované životnosti:

$$\frac{R_e}{\tau_{CK}^*} = \frac{590}{118,27} = 4,99 \rightarrow w^* = 4,8 \quad (24)$$

- Hodnota w^* se určila z grafu na obrázku 4.4.



Obr. 4.4 – Graf pro volbu exponentu Wöhlerovy křivky [5]

Počet cyklů při zatěžování na úrovni odpovídající mezi kluzu materiálu:

$$R_e^{w^*} \cdot N_k = \tau_{CK}^{w^*} \cdot N_c \quad (25)$$

$$\rightarrow N_k = \left(\frac{\tau_{CK}}{R_e} \right)^{w^*} \cdot N_c = \left(\frac{118,27}{590} \right)^{4,8} \cdot 8 \cdot 10^6 = 3\,571 \text{ cyklů} \quad (26)$$

Hodnota N_c se volí $8 \cdot 10^6$ [5].

Při zatížení maximálním krouticím momentem vznikne v kritickém místě I. napětí o velikosti 341,44 MPa (obrázek 4.2).

Počet cyklů v I. kritickém místě:

$$N_I = \left(\frac{R_e}{\tau_{KI}} \right)^{w^*} \cdot N_k = \left(\frac{590}{341,44} \right)^{4,8} \cdot 3\,571 = 49\,314 \text{ cyklů} \quad (27)$$

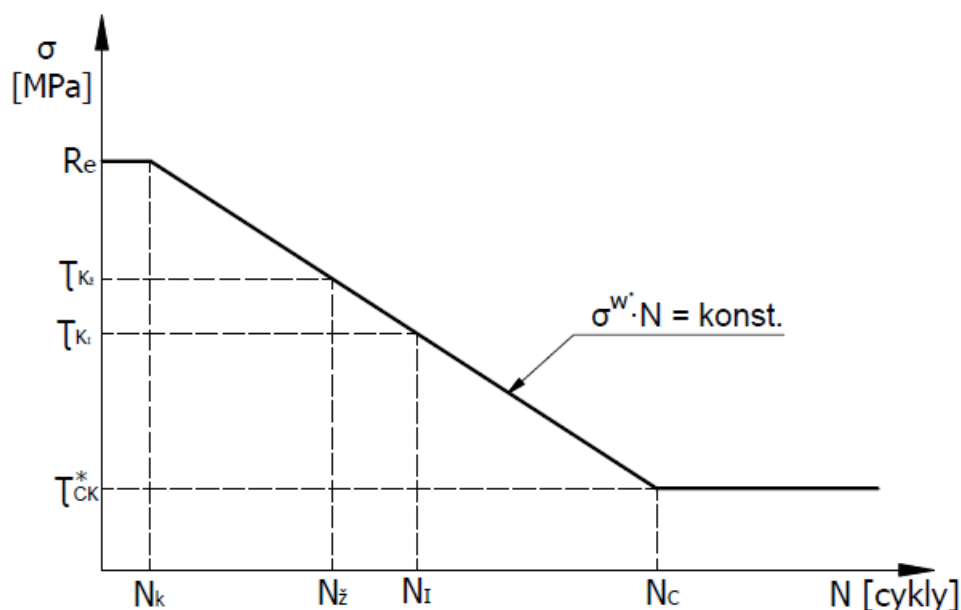
Napětí pro odhadnutý počet cyklů:

$$\tau_{K_z} = \left(\frac{N_c}{N_z} \right)^{\frac{1}{w^*}} \cdot R_e = \left(\frac{8 \cdot 10^6}{18\,250} \right)^{\frac{1}{4,8}} \cdot 590 = 420 \text{ MPa} \quad (28)$$

Z tohoto výpočtu vyplývá, že k únavovému poškození součásti v místě I. po 18 250 cyklech by došlo při střídavém zatížení o velikosti napětí 420 MPa.

Při maximálním zatížení krouticím momentem 14,39 MPa a daném odhadu by součást vydržela 49 314 cyklů, což je hodnota více než dvojnásobná proti požadované trvanlivosti.

Proto mohu zároveň konstatovat, že mnou použité zjednodušení – náhrada přechodu ze čtvercového na válcový průřez přechodem mezi válcovými částmi – je akceptovatelné.



Obr. 4.5 – Wöhlerova křivka součásti

4.3.2. Kontrola šroubu s ohledem na ztrátu statické stability tvaru [6]

Navržený šroubu bude v průběhu své provozní životnosti namáhán tlakem od síly F_0 . Proto bylo nutné provést kontrolu šroubu na ztrátu stability tvaru neboli kontrolu šroubu na vzpěr. Při vzpěru bylo potřeba určit velikost síly, při které by došlo ke ztrátě stability tvaru. Tato síla se nazývá síla kritická a odpovídá jí kritické napětí, které se následně porovnává s dovolenou hodnotou napětí materiálu šroubu. K tomu, aby byla dosažena co největší délka šroubu, tedy co nejvyšší zdvih aktuátoru, byla za kritickou sílu považována maximální statická zátěžná síla F_0 . Při kontrole prutu z hlediska ztráty stability tvaru se rozlišují dva postupy výpočtu, a to Eulerův a nebo Tetmajerův vztah. O tom, který ze vztahů se použije, rozhoduje závislost mezi štíhlostí prutu λ a mezní štíhlostí λ_{mez} . Jestliže nastane, že $\lambda > \lambda_{mez}$, jedná se o pružnou oblast vzpěru a je využit Eulerův vztah. Jestliže je naopak $\lambda < \lambda_{mez}$, jedná se o nepružnou oblast vzpěru a používá se Tetmajerův vztah.

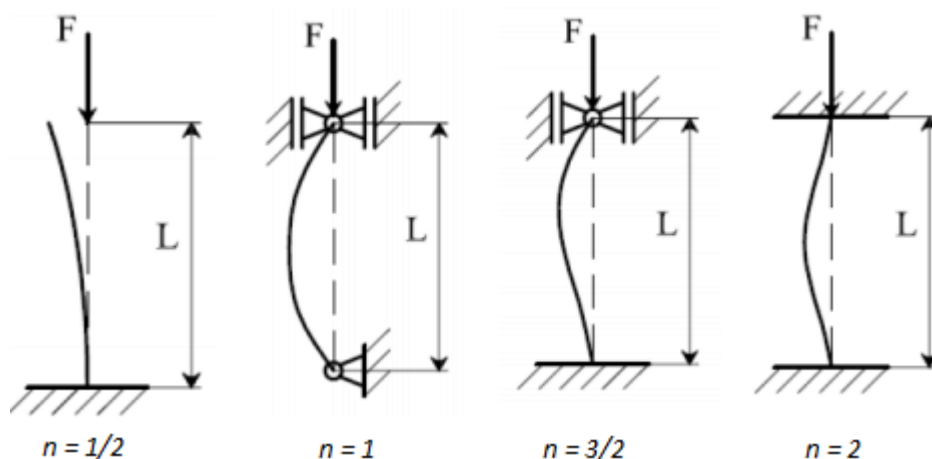
Kritická síla pro pružnou oblast vzpěru se vypočte dle následujícího vztahu (Eulerův vztah):

$$F_{KRIT} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_{RED}^2} = F_0 \quad (29)$$

Redukovaná délka prutu:

$$L_{RED} = \frac{L}{n} \quad (30)$$

, kde n se určí dle typu uložení prutu z obrázku 4.6. Pro výpočet se volí hodnota $n = 3/2$.



Obr. 4.6 – Volba koeficientu n [6]

Po dosazení redukované délky prutu do vztahu (29), platí:

$$F_0 = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\left(\frac{L}{n}\right)^2} \quad (31)$$

Kvadratický moment průřezu:

$$I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 13,5^4}{64} = 1\,630,44 \text{ mm}^4 \quad (32)$$

Délka prutu:

$$L = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot I \cdot n^2}{F_0}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,630,44 \cdot 1,5^2}{20\,000}} = 616,58 \text{ mm} \quad (33)$$

Mezní štíhlost:

$$\lambda_{mez} = n \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = 1,5 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{590}} = 88,9 \quad (34)$$

Plocha průřezu prutu (šroubu):

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 13,5^2}{4} = 143,14 \text{ mm}^2 \quad (35)$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i = \sqrt{\frac{I}{S}} = \sqrt{\frac{1\,630,44}{143,14}} = 3,375 \quad (36)$$

Štíhlost prutu:

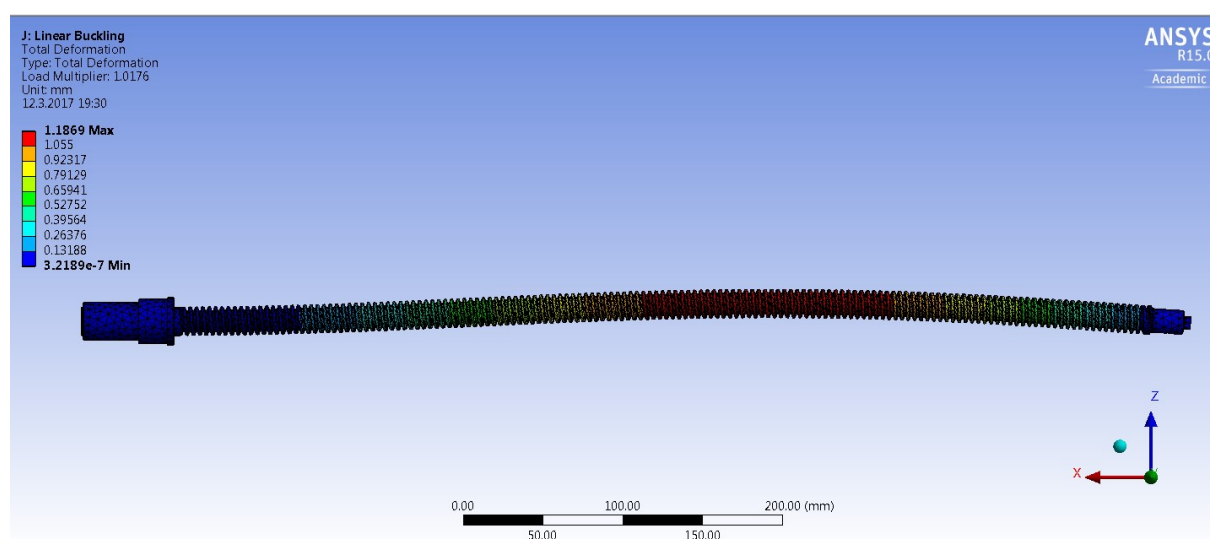
$$\lambda = \frac{L}{i} = \frac{616,58}{3,375} = 182,69 \quad (37)$$

Platí, že: $182,69 > 88,9$, tedy $\lambda > \lambda_{mez}$.

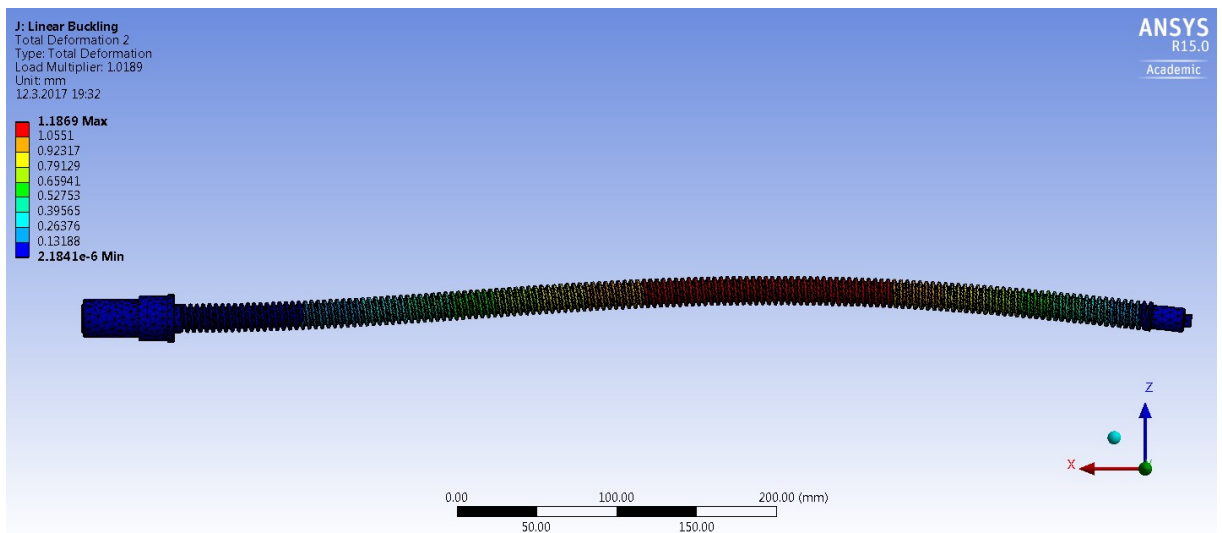
Z porovnání štíhlostí vyplývá, že štíhlost prutu je větší než mezní štíhlost ($\lambda > \lambda_{mez}$), a jedná se tedy o pružnou oblast vzpěru. Použití Eulerova vzorce pro výpočet kritické síly pro pružnou oblast vzpěru bylo použito správně.

Pomocí tohoto výpočtu bylo zjištěno, že maximální délka šroubu mezi podporami může být 616,6 mm. S ohledem na tuto vypočtenou délku bylo stanoveno, že maximální zdvih aktuátoru bude 610 mm.

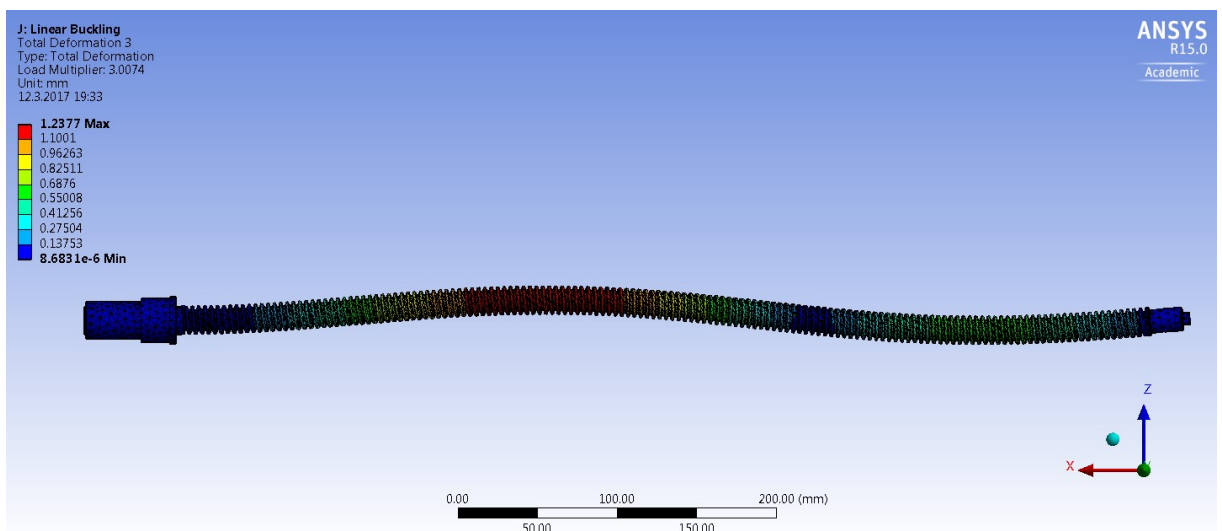
Pro maximální zdvih aktuátoru 610 mm byla provedena MKP analýza šroubu zatíženého maximální statickou silou 20 kN. První čtyři vlastní tvary šroubu zatíženého maximální silou lze vidět na obrázcích 4.7, 4.8, 4.9 a 4.10. Tyto simulace byly vytvořeny pomocí MKP analýzy při zátěžné síle 20 kN. Úkolem této analýzy bylo zjištění kritické síly, při které dojde ke ztrátě stability tvaru navrženého šroubu. Hodnotu této kritické síly určuje hodnota Load Multiplier, což je koeficient, který využívá software pro simulaci, ve kterém byl proveden MKP výpočet. Vynásobením tohoto koeficientu se zátěžnou silou se získá kritická síla, při které dojde ke ztrátě stability tvaru prutu. Hodnoty sil, při kterých by došlo ke ztrátě stability, jsou v tabulce 4.4.



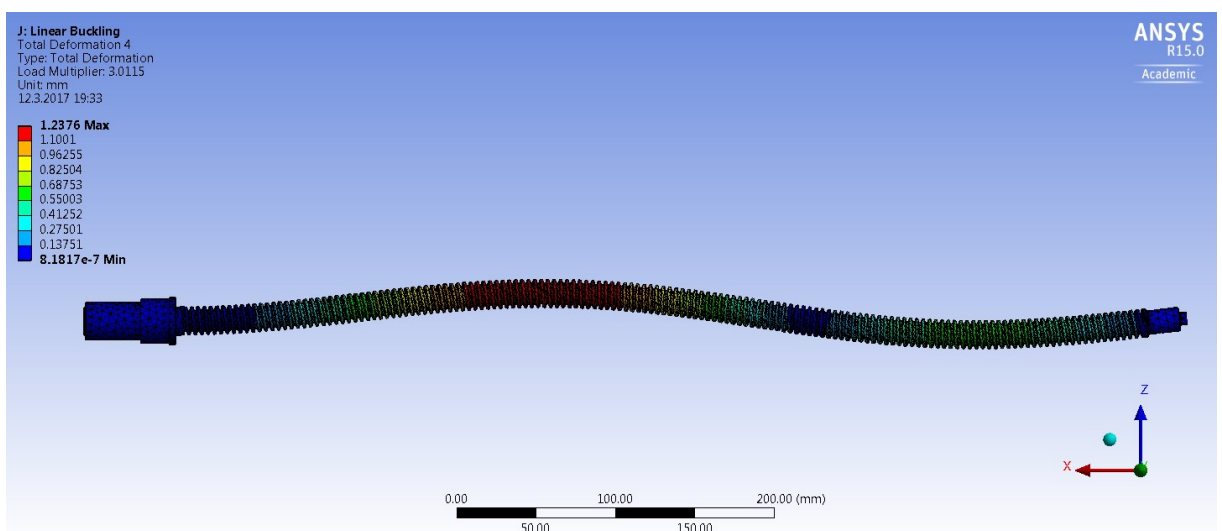
Obr. 4.7 – 1. vlastní tvar šroubu



Obr. 4.8 – 2. vlastní tvar šroubu



Obr. 4.9 – 3. vlastní tvar šroubu



Obr. 4.10 – 4. vlastní tvar šroubu

Tab. 4.4 – Kritické síly šroubu získané pomocí MKP

	Load Multiplier	Kritická síla
	[-]	[N]
1. Vlastní tvar	1,0176	20 352
2. Vlastní tvar	1,0189	20 378
3. Vlastní tvar	3,0074	60 148
4. Vlastní tvar	3,0115	60 230

Z tabulky 4.4 lze vidět, že nejnižší kritická síla, při které by došlo ke ztrátě stability tvaru šroubu, je 20 352 N. Maximální statická zátěžná síla šroubu je 20 kN, což je hodnota nižší, než kritická síla šroubu, při které by došlo ke ztrátě stability tvaru šroubu.

4.4. Návrh spojky

Tato spojka bude sloužit ke spojení výstupní hřídele převodovky s pohybovým šroubem. Tvar spojky byl navržen s ohledem na zástavbový prostor aktuátoru. Jednotlivé části spojky musí pevnostně vyhovovat. Byla použita spojka vlastní konstrukce tak, aby její rozměry byly minimální i s ohledem na délku aktuátoru.

Návrh spojky je obsažen v technické zprávě [2].

4.4.1. Kontrola čepů na ohyb

Byla provedena kontrola čepů spojky na ohyb.

Ohybové napětí:

$$\sigma_{osi} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{\text{čep}} \cdot x_i}{\frac{\pi \cdot d_{\text{č}}^3}{32}} \cdot \alpha_{\sigma_i} \quad (38)$$

Kontrola čepů na ohyb včetně MKP analýzy je součástí technické zprávy [2]. Navržené čepy vyhověly se statickou bezpečností v ohybu $k_s = 1,62$.

4.4.2. Kontrola čepů na střih

Pro čepy spojky byla provedena rovněž kontrola na střih.

Střihové napětí na jeden čep:

$$\tau_{s\text{čep}} = \frac{F}{S} = \frac{F_{\text{čep}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{č}}^2}{4}} \quad (39)$$

Kapitola kontroly čepů na střih je obsažena v technické zprávě [2]. Navržené čepy vyhověly se statickou bezpečností ve střihu $k_s = 9,1$.

4.5. Bronzová posuvná matice

K realizaci výsuvného pohybu aktuátoru bylo využito otáčejícího se šroubu a posuvné matice. Pro dosažení vhodných třecích podmínek v závitu mezi šroubem a maticí byl volen materiál šroubu ocelový, kdežto matice byla navržena z bronzového materiálu.

Kapitola obsahující návrh a provedení bronzové matice – viz [2].

4.6. Kontrola spojovacích závitů na otláčení

Jednotlivé části rámu jsou spojeny šroubovým spojením. Šroubové spoje jsou voleny z hlediska snadné montáže a případné snadné demontáže a údržby.

Návrh a kontrola jednotlivých závitů je uvedena v technické zprávě v kapitole 2.5 - Kontrola spojovacích závitů na otláčení [2].

4.7. Kontrola pístnice na vzpěr

Obdobně jako samotný šroub i pístnice byla zkontrolována na vzpěr. Průběh výpočtu je obsahem technické zprávy [2]. Byla rovněž provedena MKP analýza pístnice při osovém zatížení. Výsledky MKP analýzy jsou rovněž součástí technické zprávy [2].

4.8. Návrh ložisek

Pro správný chod aktuátoru bylo potřeba navrhnout uložení šroubu do rámu. K tomuto uložení byla použita axiální ložiska. Návrh, výpočet a výběr ložisek jsou součástí technické zprávy [2].

4.9. Návrh rozměrového obvodu

Rozměrový obvod bylo nutné navrhnout a spočítat v místě uložení ložisek do rámu. Technické řešení uložení je obsaženo v technické zprávě [2].

4.10. Rám aktuátoru

Popis jednotlivých částí aktuátoru je uveden v technické zprávě [2].

4.11. Další součásti aktuátoru

Jednotlivé konstrukční celky a součástí aktuátoru jsou podrobněji popsány v technické zprávě [2].

5. ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navržení kompaktního lineárního aktuátoru určeného pro speciální aplikace.

Na začátku diplomové práce je uveden přehled současných aktuátorů a jejich rozdělení dle druhu vstupní energie.

Následně bylo provedeno měření součinitele tření na existujícím pohybovém šroubu se závitem Tr 14x3. Měření bylo provedeno pro různé velikosti utahovacího momentu. Pro výslednou hodnotu součinitele tření se neuvažovaly hodnoty součinitelů tření při zatížení utahovacím momentem o hodnotě 20 Nm, protože toto zatížení je mnohonásobně vyšší, než zatížení šroubu při jeho provozu. Bylo zjištěno, že průměrná výpočtová hodnota součinitele tření je 0,148. Tato hodnota byla následně použita při návrhu pohybového šroubu aktuátoru.

Navržený aktuátor je v sériovém provedení, což znamená, že elektromotor s převodovkou a enkodérem jsou umístěny v jedné ose s pohybovým mechanismem aktuátoru. Výsuv aktuátoru je zajištěn pomocí posuvné matice, která se posouvá po otáčejícím se šroubu. Navržený pohybový šroub má lichoběžníkový závit Tr 18x4. Rychlost výsuvu při jmenovitých otáčkách elektromotoru je 4,48 mm/s, při maximální provozní síle je rychlost výsuvu 2,45 mm/s. Navržený šroub byl pevnostně zkontrolován i s využitím MKP analýzy. Aktuátor bude při svém provozu zatížen osovou silou, proto byly kritické prvky aktuátoru (šroub a pístnice) zkontrolovány i na vzpěr. Součástí kontroly na vzpěr je také MKP analýza se simulací skutečného zatížení. Šroub bude uložen v rámu pomocí axiální jehlových ložisek.

Šroub bude s elektromotorem spojen pomocí spojky, která byla rovněž pevnostně zkontrolována na maximální zatížení krouticím momentem.

Celý rám byl navržen tak, aby se jednotlivé díly k sobě přišroubovaly. Proto byla provedena kontrola jednotlivých závitů, zdali maximální zatížení vydrží. Jednotlivé závity budou navíc pojištěny lepidlem, aby nedošlo k jejich povolování např. z důvodu vibrací při chodu aktuátoru.

Z kontroly pohybového šroubu na vzpěr je patrná jeho maximální možná délka. S ohledem na tuto délku a konstrukci aktuátoru je jeho maximální zdvih 610 mm. Zdvih aktuátoru a tedy i délka šroubu se nastaví dle místa použití zařízení. Rozteč děr pro uchycení aktuátoru při maximálním zdvihu je 879 mm. Při maximálním zdvihu 610 mm je zástavbový prostor dalších částí aktuátoru 269 mm a tato hodnota je neměnná pro jakékoli aplikace s různým zdvihem. Maximální délka při maximálním zdvihu aktuátoru je 905,5 mm. Pro

jinou hodnotu zdvihu se upraví délka šroubu, pístnice a trubky, ve které je pístnice uložena. Je zřejmé, že při nižším zdvihu nebudou jednotlivé součásti tolik náchylné na ztrátu stability svého tvaru.

K uvedení aktuátoru do pohybu bude použit vhodně zvolený stejnosměrný elektromotor. Součástí tohoto elektromotoru je planetová převodovka, díky které je dosaženo požadovaných parametrů pro vysouvání či zasouvání aktuátoru. Součástí elektromotoru je rovněž magnetický enkodér pro sledování polohy aktuátoru při vysouvání či zasouvání. Veškeré napájecí elektrické kabely povedou přes kovovou kabelovou průchodku.

Cíle, které byly stanoveny na začátku této diplomové práce, byly splněny.

6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007. www.347.vsb.cz
- [2] Heiník, V.: *Technická zpráva*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2017.
- [3] Kaláb, K.: *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku. Vysokoškolská příručka*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2009. www.347.vsb.cz.
- [4] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojírenské tabulky. Čtvrté doplněné vydání*. Albra, Úvaly 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [5] Moravec, V., Pišťáček, D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí. Vybrané statě*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2013. www.347.vsb.cz
- [6] Halama, R. a kol.: *Pružnost a pevnost – interaktivní studijní materiál*. VŠB-TU Ostrava, Západočeská univerzita v Plzni, Ostrava, 2012. www.fs.vsb.cz/330/cs
- [7] CONCENS A/S [online]. [cit. 3.4.2017]. Dostupné z: <http://www.concens.com/products/actuators>
- [8] FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s.r.o. [online]. [cit. 23.3.2017]. Dostupné z: <http://www.fluidtechnik.eu/default/product/view?id=966>
- [9] JIHOSTROJ a.s. [online]. [cit. 23.3.2017]. Dostupné z: <http://www.jihostroj.com/hydraulika/vyrobní-program/hydraulicke-valce/>
- [10] LINAK C&S s.r.o. [online]. [cit. 23.3.2017]. Dostupné z: <http://www.linak.cz/about/?id3=4867>
- [11] LINAK C&S s.r.o. [online]. [cit. 23.3.2017]. Dostupné z: <https://www.linak.com/products/linear-actuators.aspx?product=LA22>
- [12] MecVel [online]. [cit. 23.3.2017]. Dostupné z: <http://www.mecvel.com/linear-actuator-102-dc/>
- [13] RAVEO s.r.o. [online]. [cit. 4.4.2017]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/DC-aktuator>
- [14] TESA SA, DINKUM s.r.o. [online]. [cit. 23.3.2017]. Dostupné z: <http://www.tesabs.cz/mikrometry>
- [15] THOMPSON [online]. [cit. 23.3.2017]. Dostupné z: <http://www.thomsonlinear.com/website/com/eng/products/actuators/maxjac.php>

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Zdenku Foltovi, Ph.D. za odbornou pomoc, konzultaci a rady při vytváření této diplomové práce.

Rád bych rovněž poděkoval firmě ROBOTSYSYSTEM, s.r.o. a dále panu Ing. Danielu Polákovi, Ph.D., který tuto firmu reprezentoval na společných schůzkách, za konzultaci, rady a za poskytnutí všech potřebných informací týkajících se tématu této diplomové práce

SEZNAM PŘÍLOH

Výkres šroubu

Výkres matice